

論文 Original Paper

ゴムダンパ装着クランク軸系のねじり振動に関する研究 (第1報, ねじり角変位の数値計算および計測)

若林 克彦^{*}・下山田 邦夫^{**}・児玉 知明^{***}・岩本 昭一^{****}

A Study for the Torsional Vibration of Engine Shaftings with a Rubber Damper

(The First Report, Calculations and
Measurements of Torsional Angular Displacements)

by Katsuhiko Wakabayashi^{*}, Kunio Shimoyamada^{**},
Tomoaki Kodama^{***} and Shoichi Iwamoto^{****}

Synopsis: The authors have proposed a three-dimensional analysis of vibrations of reciprocating engine shaftings by the transfer matrix method which can calculate each order amplitude of forced vibrations of crankshaftings in three-dimensional space. The calculated results by the analysis have been compared with the experimental data in high speed diesel engines, especially in a 14.3ℓ {14.3 dm³}, V8 engine, and have been evaluated in our previous papers from every point of view.

This paper will refer to the calculated results and the measured data of torsional vibration in the V8 engine with a rubber damper. The dynamic characteristics of the rubber damper will be investigated by the analysis.

要旨: 筆者らが提案した「伝達マトリックス法による往復内燃機関クランク軸系の3次元振動解析法」を使用して, 主に, 総排気量14.3ℓ {14.3 dm³} のV型8気筒機関を対象として, 連成振動まで含めた各種振動計算を行ない, 実測結果と比較し, 本解析法の妥当性を各方面から, これまで検討してきた。

本論文では, この機関にねじり振動ゴムダンパを装着したクランク軸系を対象として, 本解析法によるねじり振動計算の妥当性を実験結果と比較することにより確認した。次に, この解析法を利用して, ダンパゴム部の動的特性に関する一検討を行った。

1. はじめに

筆者らは, 伝達マトリックス法を導入し, 内燃機関クランク軸系の各種振動現象を連成振動まで含めて解析可能な3次元振動解析法^{1)~3)}を提案した。そして, 車両用高速ディーゼル機関を対象として, 各種振動計算を行い, 対応する実験結果と比較検討し, 本解析法の妥当性を各方面から確認してきた。^{4)~10)}しかし, これまで, ね

じり振動ゴムダンパ(以下, ゴムダンパと呼ぶ)を装着した振動系は対象としていない。

本報では, まず最初にゴムダンパ付きクランク軸系全体の伝達関係式を, すでに提案した手法に従って誘導する。この解析法を使用してねじり振動計算を行い, 実験結果と比較し, 本解析法の妥当性に検討を加える。さらに, ダンパゴム部の動的特性は, 一般に, 温度, 周波数, 平均ひずみとひずみ振幅に依存し複雑な動的特性^{11)~15)}

^{*}工学部機械工学科 教授 工学博士
Dept. of Mechanical Engineering, Professor,
Dr. of Engineering

^{**}工学部機械工学科 専任講師
Dept. of Mechanical Engineering, Lecturer

^{***}工学部機械工学科 嘱託
Dept. of Mechanical Engineering,
Technical Staff

^{****}埼玉大学工学部機械工学科 教授 工学博士
Saitama University, Dept. of Mechanical Engineering, Professor, Dr. of Engineering

を示すので、本解析法の妥当性を確認した上で、逆にこの解析法を利用して、ゴム部の動的特性を調査し、ゴムダンパ設計の一助とすることを目的とする。

なお、ゴムダンパを装着する機関は、V型8気筒高速ディーゼル機関（総排気量：14.3ℓ{14.3dm³}，最大出力：280PS/2500rpm{206kW/41.67s⁻¹}，最大トルク：88kgfm/1400rpm{863Nm/23.33s⁻¹}）である。

2. 記号の定義

本論文中に使用されている主な記号の説明を以下に示す。

C_{rd} : ダンパゴム部の減衰係数 kgfcm/s/rad
{Nms/rad}

I_{rdi} : ゴムダンパ慣性リング部慣性モーメント
kgfcm/s² {kgm²}

I_e : エンジン軸系の有効慣性モーメント
kgfcm/s² {kgm²}

i : 整数

j : 虚数 ($=\sqrt{-1}$)

K_{rd} : ダンパゴム部のねじりこわさ
kgfcm/rad {Nm/rad}

M : y軸回りの曲げモーメント kgfcm {Nm}

M_z : z軸回りの曲げモーメント kgfcm {Nm}

N : x軸方向の力 kgf {N}

Q : z軸方向のせん断力 kgf {N}

R : 慣性比

T : ねじりモーメント kgfcm {Nm}

u : x軸方向の変位 cm {m}

V : y軸方向のせん断力 kgf {N}

v : y軸方向の変位 cm {m}

w : z軸方向の変位 cm {m}

θ : ねじり角 deg {rad}

λ : 調整比

λ_{opt} : 最適調整比

ϕ : y軸回りのたわみ角 deg {rad}

φ : z軸回りのたわみ角 deg {rad}

Ω : 次数成分の角振動数 rad/s

ω_d : ダンパの固有角振動数 rad/s

ω_e : 機関の固有角振動数 rad/s

マトリックスとベクトル

Z_E : エンジン軸系の伝達マトリックス

Z_{RD} : ゴムダンパ全体の伝達マトリックス

Z_{RDH} : ゴムダンパハウジング部の伝達マトリックス

Z_{RDI} : ゴムダンパ慣性リング部の伝達マトリックス

Z_{RDR} : ゴムダンパゴム部の伝達マトリックス

q : 状態量ベクトル

q_{FL} : フライホイールの状態量ベクトル

q_{PU} : プーリ端の状態量ベクトル

q_{RD} : ゴムダンパの状態量ベクトル

添字

L : 左端

R : 右端

その他の記号は本文中で説明する。

3. ゴムダンパ装着クランク軸系の振動解析法

本章では、伝達マトリックス法を導入して、ゴムダンパ装着クランク軸系全体の伝達関係式を誘導する。図1は軸系全体の振動モデルである。本論文で対象としている供試V型8気筒エンジン部の伝達関係式は、既に文献4)で誘導しているので、ここでは、新たに装着したゴムダンパ部についての伝達関係式を導き、エンジン部の伝達関係式に接続し、ゴムダンパ付き軸系全体の伝達関係式を誘導する。

3.1 ゴムダンパ部の伝達関係式

ゴムダンパはねじり振動防振のために設計製作されているので、ねじり振動にのみ有効に作動すると仮定して、ゴムダンパ部の伝達関係式を導く。従って、ゴム部の伝達関係式は、ねじり振動の状態量だけで表示すると次式のようにになる。

$$\begin{bmatrix} \theta \\ T \end{bmatrix}_{RDR,R} = \begin{bmatrix} 1 & -\frac{K_{rd}}{K_{rd}^2 + C_{rd}^2 \Omega^2} + j \frac{C_{rd} \Omega}{K_{rd}^2 + C_{rd}^2 \Omega^2} \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \theta \\ T \end{bmatrix}_{RDR,L} \quad (1)$$

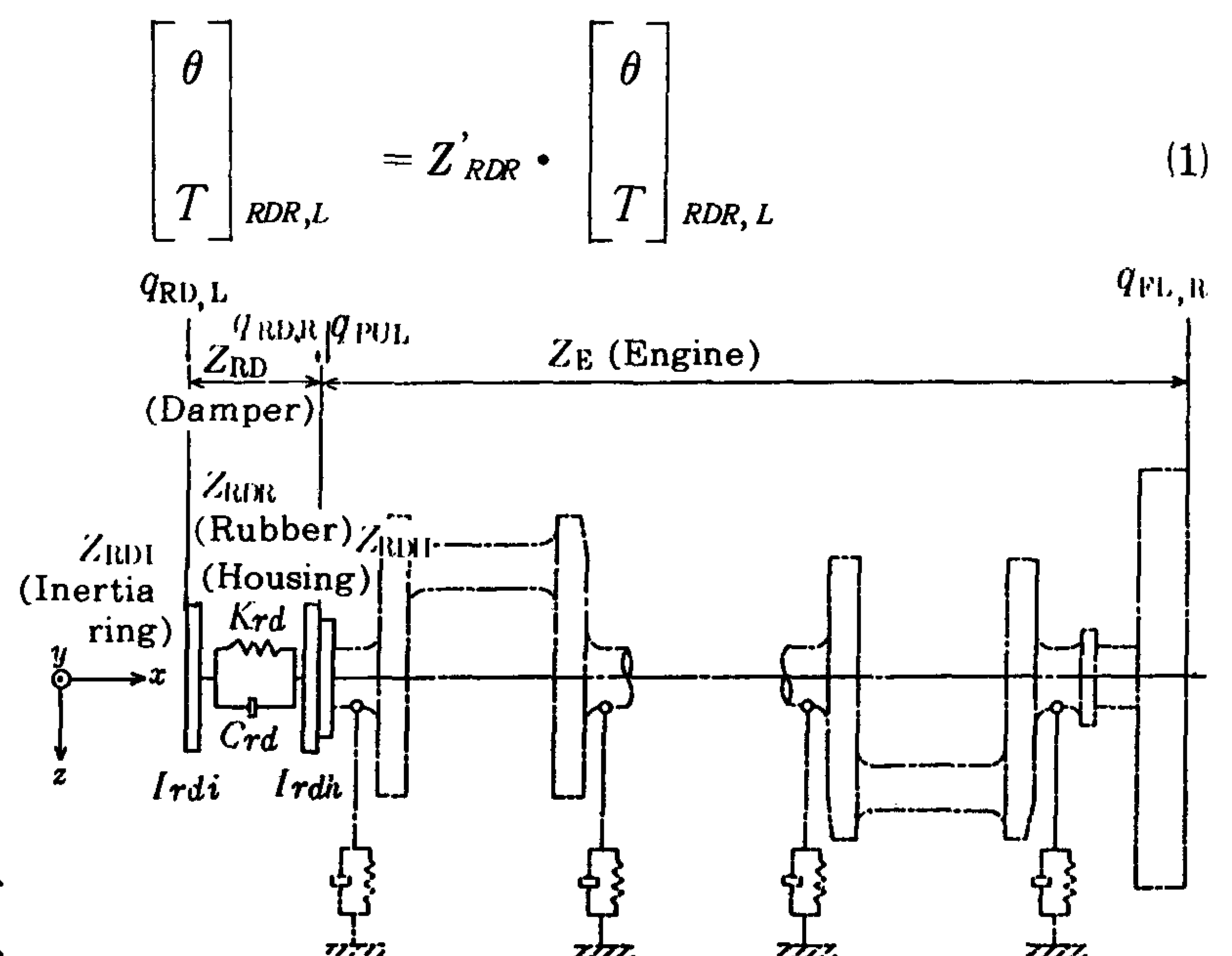


図1 ゴムダンパ装着クランク軸系の振動モデル

また、ダンパ慣性リング部およびハウジング部の伝達マトリックス Z_{RDI} および Z_{RDH} は文献1) の式(6), (7)の剛体の伝達マトリックスより容易に求めることができる。従って、ゴムダンパ部全体の伝達関係式は、式(1)の状態量を文献1) で定義した状態量 $q = [u, N, \theta, T, v, \phi, M_z, V, w, \phi, M, Q, 1]^T$ (T: 転置) に、そのまま拡張適用して得られるゴム部の伝達マトリックスを Z_{RDR} とすると、次式で示される。

$$q_{RD,R} = Z_{RDH} \cdot Z_{RDR} \cdot Z_{RDI} \cdot q_{RD,L} = Z_{RD} \cdot q_{RD,L} \quad (2)$$

3.2 ゴムダンパ装着クランク軸系全体の伝達関係式

供試機関クランク軸系の伝達マトリックス Z_E は文献4) の式(5)で既に求めているので、ゴムダンパ装着クランク軸系の左端および右端の状態量ベクトル $q_{RD,L}$ および $q_{FL,R}$ を結ぶ伝達関係式は図1を参照して、次式で示される。

$$q_{FL,R} = Z_E \cdot Z_{RD} \cdot q_{RD,L} \quad (3)$$

上式に本軸系の左端と右端の境界条件を代入して、複素連立一次方程式を解くことにより左端の未知数が求まる。従って、クランク軸プーリ端での状態量は、式(3)を使用して既知となった左端の状態量 $q_{RD,L}$ に、プーリ端までの伝達マトリックスを前掛することにより算出することができる。

4. 実験結果および検討

前章で述べた解析法に検討を加えるために必要な実験データを得ることと、複雑な特性を示すダンパゴム部の動的特性に一考察を加えることを目的として、クランク軸プーリ端でのねじり振動角変位の測定を行った。供試機関および計測装置は文献4) と同一のものを使用した。

表1 ゴムダンパの諸元

項	目	数	値
慣性リング慣性モーメント	kgfcm ² {kgm ² }	1.59	{ 0.156 }
慣性リング重量	kgf {N}	8.55	{ 83.85 }
ハウジング慣性モーメント	kgfcm ² {kgm ² }	3.70	{ 0.363 }
ハウジング重量	kgf {N}	2.48	{ 24.32 }

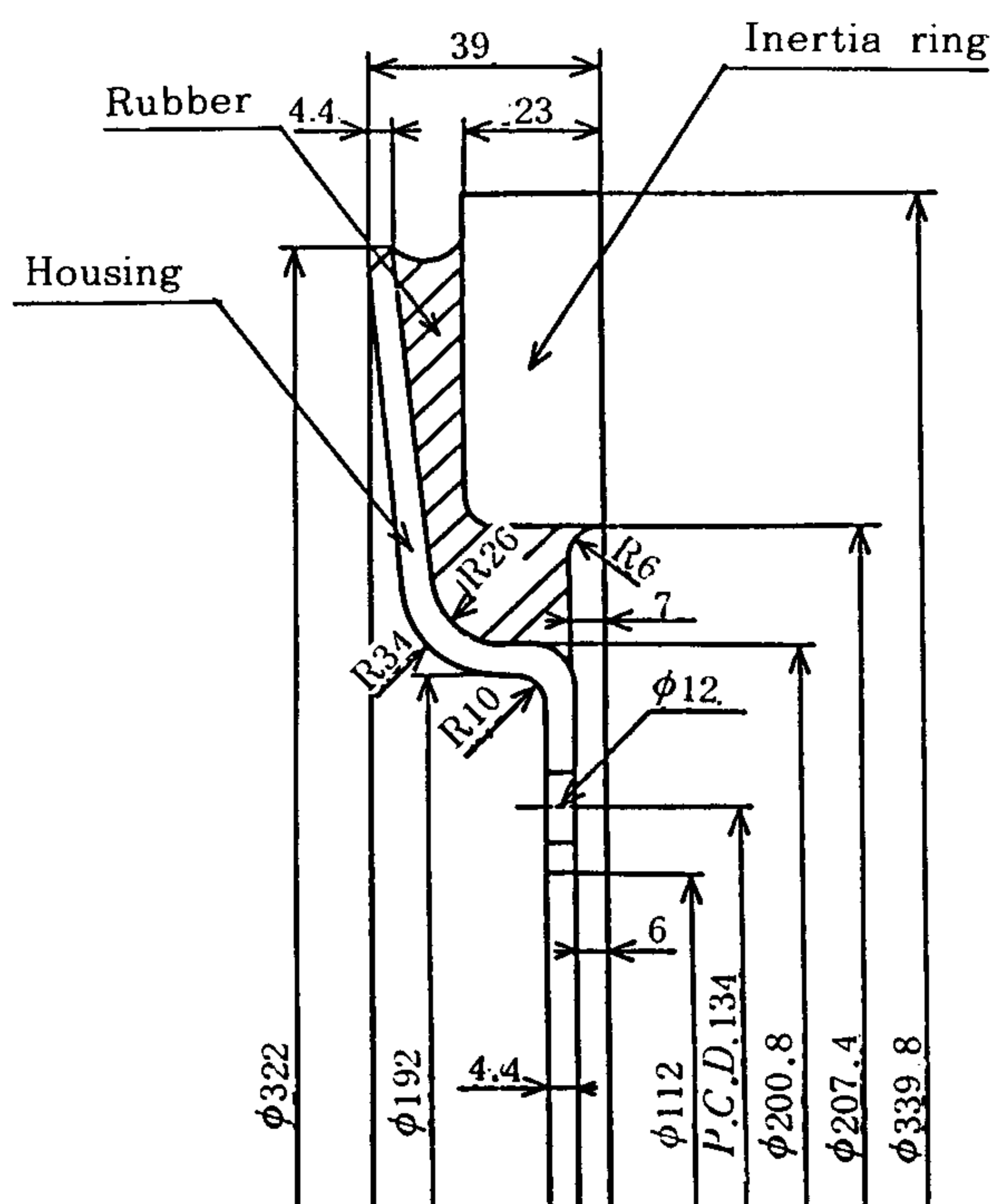


図2 供試ダンパの断面図

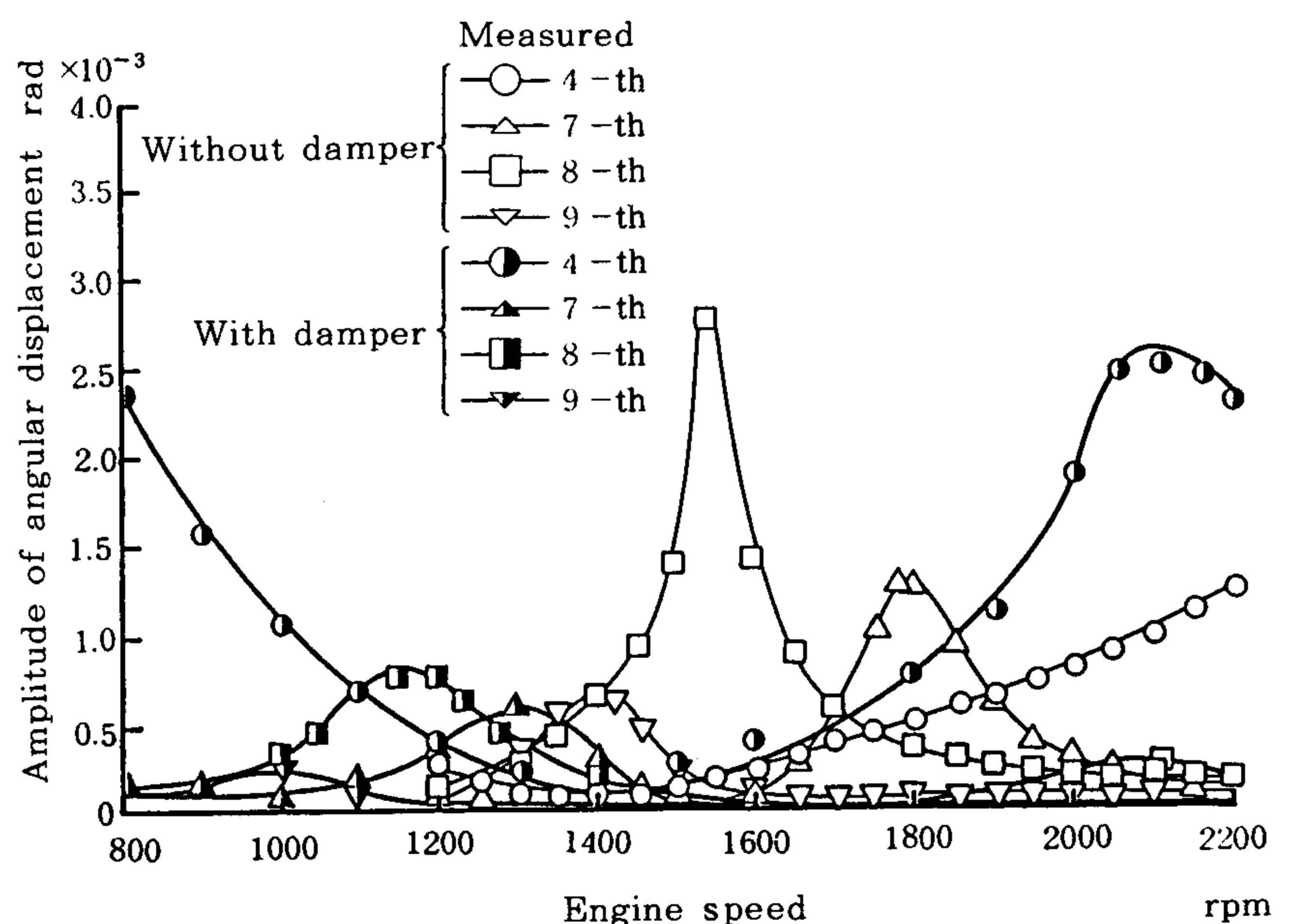


図3 ねじり角変位振幅曲線 (測定値)

4.1 供試ゴムダンパの諸元

供試V型8気筒機関に装着したゴムダンパの諸元および断面形状を表1および図2に示す。このゴムダンパは供試機関に通常使用されているねじり振動ダンパである。

4.2 ねじり振動角変位の測定結果

供試機関にゴムダンパを装着しない場合と装着した場合のプーリ端での各次数ごとのねじり振動角変位振幅曲線を図3に合せて示す。図3は、使用機関回転数域に顕著な共振振動が現われた次数のみの振幅曲線を示す。なお、ダンパゴム部の表面温度は実験中ほとんど変化しなかった。

4.3 実験結果の検討

図3のプーリ端で実測された各次数のねじり振動角変位振幅曲線より、各次数振動における共振機関回転数および共振角変位振幅を求めて一欄表にしたのが、表2である。ゴムダンパを装着しない供試機関軸系では、主危険次数である8次振動の共振現象が使用機関回転数域内に大きく現れるが、4次の主危険次数振動の共振は現れない。わずかに、共振の裾が高回転数領域に存在する。他の次数では、7次と9次の振動の小さな共振が使用回転数域内に現れて多少問題となる。なお、6次や10次以上、あるいは半次の整数倍の次数（4サイクル機関であるから）の振動の中にも、理論上、共振回転数が使用機関回転数域内に存在する振動がある。しかし、それらの起振トルクは小さいので問題とはならない。この軸系のプーリ端にゴムダンパを付けることにより、最も問題となった8次の共振振幅は $\frac{1}{3}$ 以下に低減した。また、7次および9次の共振振幅も、それぞれ $\frac{1}{2}$ および $\frac{1}{3}$ 以下になり、これらの次数の振動に関しては低減効果が得られた。しかし、共振回転数が使用機関回転数域より高くてあまり問題とならなかった4次振動の共振点が、高回転数領域の2110rpm $\{35.17\text{ s}^{-1}\}$ に新たに出現し、その振幅

が大きいのは問題である。

次に、表2の共振振動数に着目すると、ゴムダンパを装着しない軸系では、エンジン部一節振動の各次数振動の共振回転数から計算された共振振動数は、ほぼ一致している。しかし、ダンパを付けると、同じ節の振動であるが共振振動数はお互いに少しずつずれる。これはダンパゴム部の動的特性に起因しているものと推測される。

5. 解析法の妥当性の検討

本章は、3章で提示したゴムダンパ装着クランク軸系の振動解析法を使用して得られた計算結果について述べ、この結果を4章で示した実験結果と比較し、本解析法の妥当性を検討する。

5.1 計算結果

数値計算より得られたプーリ端での角変位振幅曲線を図4に示す。図4には、図3と対応させるため、4次、7次、8次および9次の振幅曲線を示してある。また、

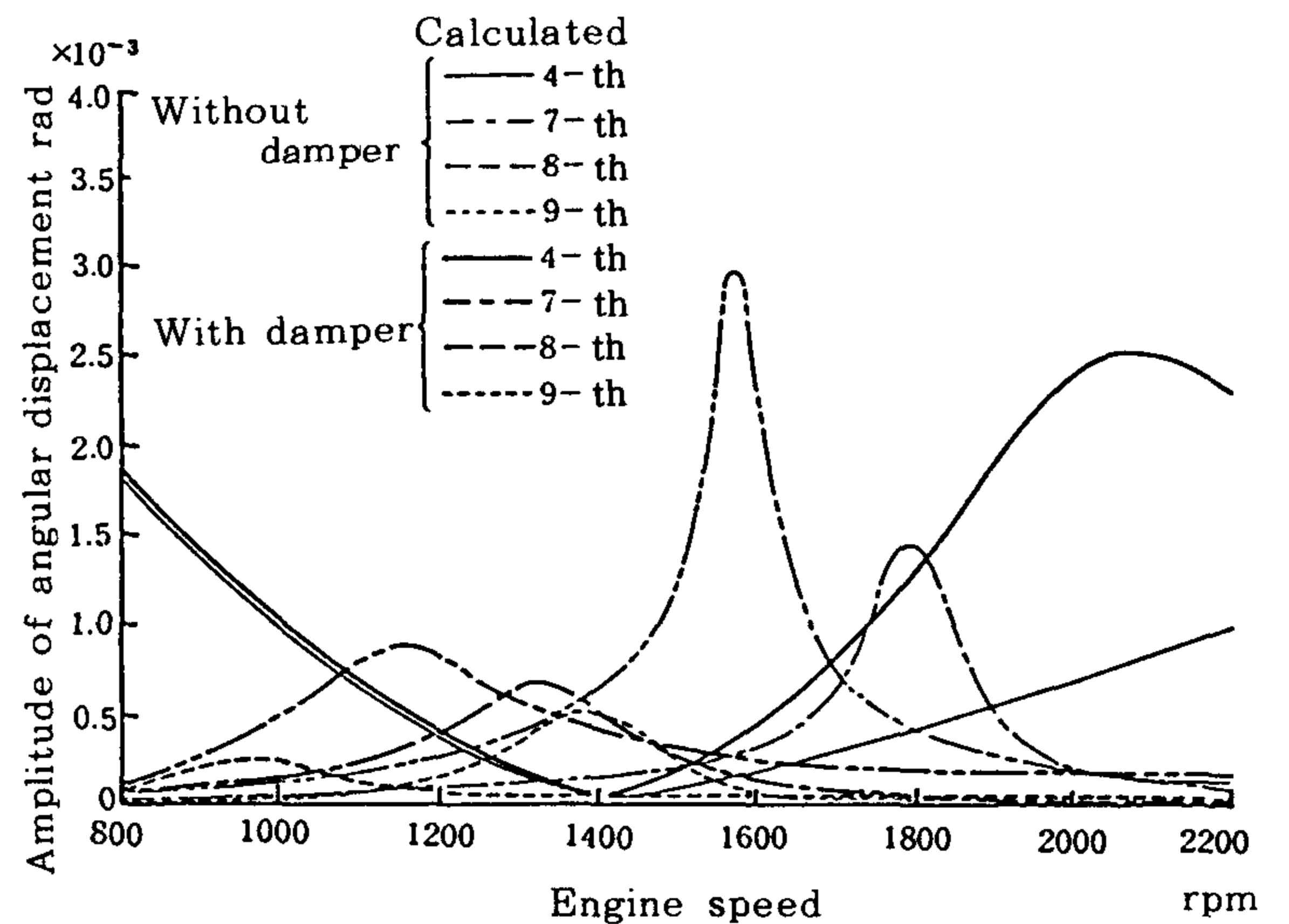


図4 ねじり角変位振幅曲線（計算値）

表2 共振機関回転数および共振角変位振幅の実測値

項目 次数	ダンパなし			ダンパ付き		
	共振回転数 rpm $\{\text{s}^{-1}\}$	共振振動数 Hz	共振振幅値 deg $\{\text{rad}\}$ $\times 10^{-3}$	共振回転数 rpm $\{\text{s}^{-1}\}$	共振振動数 Hz	共振振幅値 deg $\{\text{rad}\}$ $\times 10^{-3}$
4 次	$\geq 2200 \{ \geq 36.7 \}$	≥ 147	—	2110 $\{ 35.2 \}$	141	0.147 $\{ 2.57 \}$
7 次	1775 $\{ 29.6 \}$	207	0.074 $\{ 1.30 \}$	1310 $\{ 21.8 \}$	153	0.035 $\{ 0.61 \}$
8 次	1555 $\{ 25.9 \}$	207	0.160 $\{ 2.80 \}$	1150 $\{ 19.2 \}$	153	0.046 $\{ 0.80 \}$
9 次	1380 $\{ 23.0 \}$	207	0.039 $\{ 0.68 \}$	1000 $\{ 16.7 \}$	150	0.013 $\{ 0.23 \}$

表3 共振機関回転数および共振角変位振幅の計算値

項目 次数	ダンパなし			ダンパ付き		
	共振回転数 rpm {s ⁻¹ }	共振振動数 Hz	共振振幅値 deg {rad} ×10 ⁻³	共振回転数 rpm {s ⁻¹ }	共振振動数 Hz	共振振幅値 deg {rad} ×10 ⁻³
4 次	≧ 2200 { ≧ 36.7 }	≧ 147	—	2080 { 34.7 }	139	0.143 { 2.50 }
7 次	1780 { 29.7 }	208	0.082 { 1.40 }	1330 { 22.2 }	155	0.037 { 0.64 }
8 次	1560 { 26.0 }	208	0.172 { 3.00 }	1160 { 19.3 }	155	0.048 { 0.84 }
9 次	1390 { 23.3 }	209	0.031 { 0.54 }	990 { 16.5 }	149	0.014 { 0.24 }

ゴムダンパを付けない場合の振幅曲線も同時に示す。これらの振幅曲線より、各次数振動における共振機関回転数および共振角変位振幅を求めて、表3にその一欄を示した。

なお、ダンパゴム部のこわさおよび減衰の特性は、各種因子に起因して複雑である。従って、ねじりこわさおよび減衰係数の値を決定するために、あらかじめ同じ材質で同じ配合割合のゴム片で加振実験等を行って基礎データを得ておく必要がある。

本章では、これらの値を決定することを目的としないのでゴムダンパのねじりこわさおよび減衰係数の値は、実験より得られた共振点近傍の振幅曲線(図3参照)に計算より得られる振幅曲線が、できるだけ一致するような数値を選んだ。表4にこれらの値を示す。また、数値計算に必要な供試機関部の諸データは、文献6)の値を使用した。

5.2 解析結果の検討

対応する図3と4とでの各次数の振幅曲線および表2と3とでの共振振幅値等の比較検討より、当然の結果ではあるが、これらは良く一致する。このことは、適切に評価されたダンパゴム部のねじりこわさおよび減衰係数の値を採用すれば、3章で提示した解析法により、ゴムダンパ装着クランク軸系のねじり振動角変位が、工学的に十分な精度を持って計算できる事を証明している。すなわち、ゴムダンパ付きクランク軸系のねじり振動計算における本解析法の妥当性が確認できた。

6. ゴムダンパ特性に関する一検討

6.1 ダンパゴム部の動的特性

表4に示したダンパゴム部のねじりこわさ(K_{rd})と減衰係数(C_{rd})の値は、前述したように、共振点近傍での実測結果を基にして、計算より逆算して求められた値である。すなわち、共振点近くで作動中のダンパゴム

表4 ダンパゴム部のねじりこわさおよび減衰係数(推定値)

項目 次数	ねじりこわさ K_{rd} kgfcm/rad {Nm/rad}	減衰係数 C_{rd} kgfcm/s/rad {Nms/rad}
4 次	1.50×10^6 { 1.47×10^5 }	800 { 78.5 }
7 次	3.90×10^6 { 3.82×10^5 }	2270 { 222.6 }
8 次	2.80×10^6 { 2.75×10^5 }	2070 { 203.0 }
9 次	2.50×10^6 { 2.45×10^5 }	870 { 85.3 }

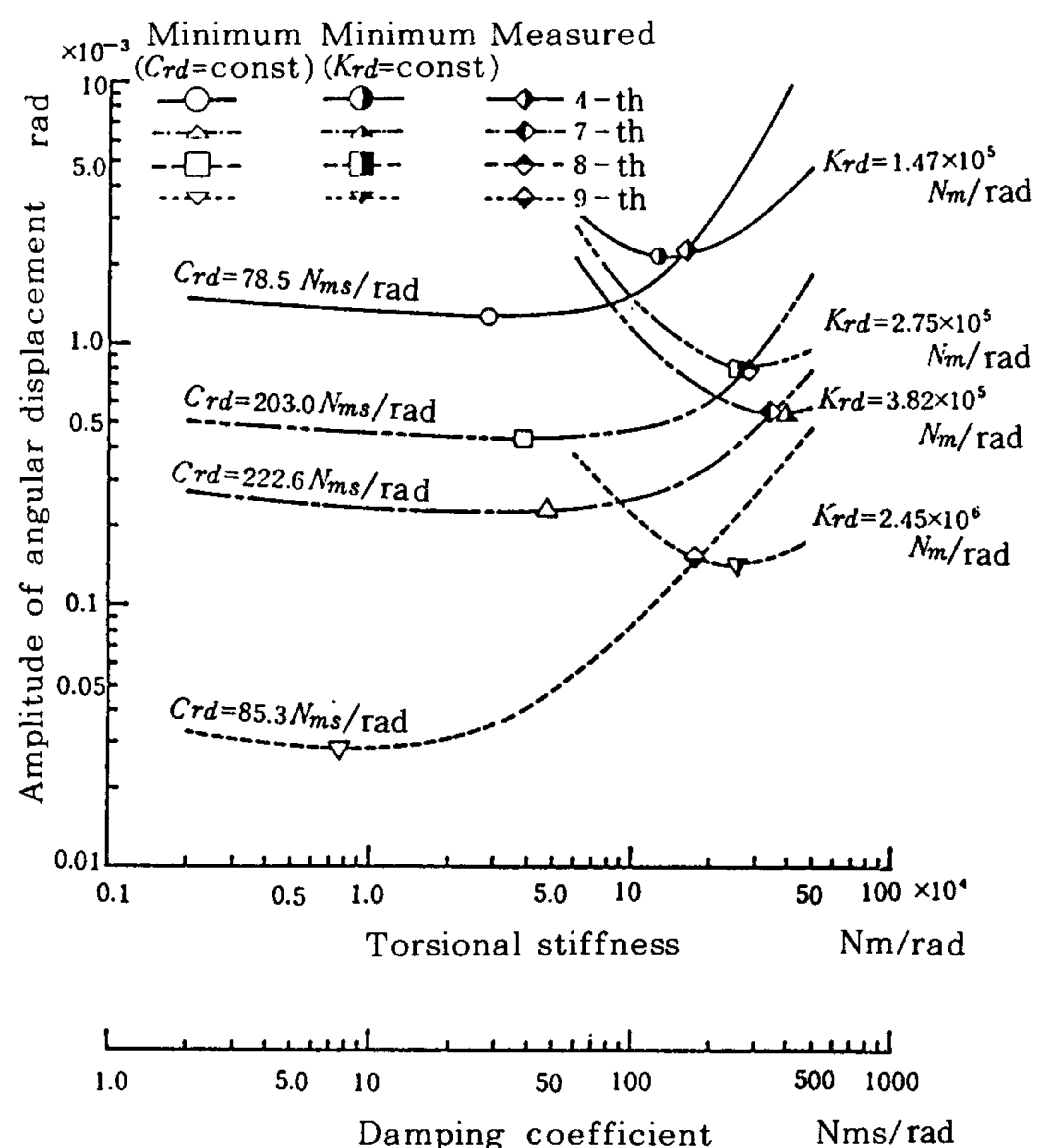


図5 ねじり角変位振幅とダンパねじりこわさおよび減衰係数との関係(共振点)

部の動的な値を示している。

本報では、図2に示したゴムダンパを使用して実験を行っているので、ゴムの材質、配合割合および形状が同じで、かつゴムの温度もほとんど変化していない。しかし、表4のねじりこわさおよび減衰係数の値は、次数によって大きく異っている。それは、おのおのの次数振動の共振振動数および共振振幅が異なることに主に起因している。すなわち、防振ゴムの周波数依存性と振幅依存性によるものと考えられる。

次に、3章で示した解析法により角変位振幅を計算して、各次数ごとに振幅曲線を描き、それぞれの共振振幅を求めるときに、表4のねじりこわさと減衰係数の値の一方を固定して、他方の値を変化させて計算を行なって得られた共振角変位振幅とねじりこわさまたは減衰係数との関係が図5に示されている。各次数ごとに2本の曲線が存在し、それらは一点で交差する。この交点は、表4のねじりこわさおよび減衰係数の値を使用して求められる点である。この図から、供試ダンパの減衰は最適な状態に近く、減衰値を変化させても共振振幅の低減効果はあまり期待できない。また、ねじりこわさは約 $1.0 \times 10^7 \text{ kgfcm/rad}$ { $0.98 \times 10^6 \text{ Nm/rad}$ } までの値の範囲で、共振振幅を低減させることができる。これらの結論は、パラメータとしてねじりこわさか減衰係数のどちらか一方を変化させて、他の諸元は、すべて一定とした条件の基で、供試ダンパに関して得られた結論である。

6.2 ダンパ調整比についての検討

2自由度系の理論からダンパ調整比は $\lambda = \omega_d / \omega_e$ 、また最適調整比は $\lambda_{opt} = 1 / (1 + R)$ と定義される。ここで、慣性比は $R = I_{rdi} / I_e$ であり、 $I_e (= \sum I_i \theta_i^2)$ はエンジン軸系の有効慣性モーメントで、軸系を集中質点等振動系に置換し、ホルツァ(Holzer)計算より求めることができる。供試機関の有効慣性モーメントは $I_e = 5.88 \text{ kgfcm}^2$ { 0.577 kgm^2 } である。以上より最適調整比および各次数振動における調整比を求めた結果を表5に示す。供試ダンパはエンジン軸系で大きな共振現象を示した8次振

動に対してかなり最適に調整されていることがわかる。その上、6・1節で述べたように減衰値も最適に近い状態であるので、ねじり角変位振幅は大きく低減している。また、9次振動に対しても最適調整に近いが、他の次数振動に対しては最適調整から大きく外れている。最適調整比の値と比較して、4次振動の調整比はかなり小さく、7次振動の調整比はかなり大きくなる。これらの事より、ゴムダンパは一つの次数振動に対して最適調整になるように設計することはできるが、総ての次数に渡って最適調整に設計することは不可能であることがわかる。これはダンパゴム部の動的ねじりこわさが各次数振動で大きく異なるためであり、振幅低減効果をねらって、ゴムダンパを設計する際に、大きな制約条件となる。

7. ま と め

本報では、V型8気筒機関にゴムダンパを装着した軸系を対象として、筆者らが提案した伝達マトリックス法を導入した3次元振動解析法を適用し、ねじり振動計算を行い、実測結果と比較検討した。まとめとしては、

- 1) 適切に評価されたダンパゴム部のねじりこわさおよび減衰係数の値を使用すれば、本文中の式(3)で示された計算式を使用して、ゴムダンパ装着クランク軸系のねじり角変位を工学的に十分な精度をもって計算できることを確認した。
- 2) ゴムダンパを装着すると、同じ節の振動でも次数によって共振振動数が異なる。
- 3) 同じゴムダンパでも次数によって、ゴム部のねじりこわさおよび減衰係数の値が大きく異なる。
- 4) ゴムダンパは、一つの次数振動に対して最適調整になるように設計することはできるが、総ての次数に渡って最適調整にすることはできない。

なお、本論文は、ダンパゴム部の動的特性について一検討を加えたに過ぎない。本研究を今後とも継続して、ゴムダンパの動的特性を解明していく予定である。

謝辞：本研究を遂行するにあたり、計算にご協力頂いた工学部機械工学科の宇佐見義之、渡辺健司両君に深く感謝する。なお、本計算には、国士館大学電子計算機センターの Honeywell DPS 8/70 システムを使用した。

また、本研究は国士館大学理工学研究所の昭和60年度研究助成を受けた研究成果であることを付記する。

参 考 文 献

- 1) 若林・関・岩本・ほか1名：舶機誌，14-3(昭54)，268-278.

表5 ダンパ調整比

項 目		数 値
最適調整比 $\lambda_{opt} (= 1 / (1 + R))$		0.613
調 整 比 $\lambda (= \omega_d / \omega_e)$	4 次 振 動	0.495
	7 次 振 動	0.798
	8 次 振 動	0.677
	9 次 振 動	0.639

- 2) 若林：国土館大工紀要, 12 (昭54), 15-24
- 3) K.WAKABAYASHI, S.IWAMOTO et al.: Bulletin of the M.E.S.J., 8-1 (1980), 27-39.
- 4) 若林・岩本・ほか1名：舶機誌, 14-3 (昭54), 279-287.
- 5) 若林・ほか1名：国土館大工紀要, 12 (昭54), 25-32
- 6) K.WAKABAYASHI, S.IWAMOTO et al.: Bulletin of M.E.S.J., 8-1 (1980), 40-50.
- 7) 若林・岩本・ほか1名：舶機誌, 17-12 (昭57), 966-973.
- 8) 若林・岩本・下山田：舶機誌, 19-1 (昭59), 24-33.
- 9) 若林・下山田・児玉・岩本：国土館大工紀要, 17 (昭59), 63-68.
- 10) 若林・下山田・児玉・岩本：国土館大工紀要, 18 (昭60), 35-39.
- 11) 関・斉藤・岩本・江口・若林：早稲田大理工学研究所報告, 38 (昭42), 27-35.
- 12) K.WAKABAYASHI et al.: I.Mech.E.Conference Publications, C119/79, 10 (1799), 21-31.
- 13) 若林・ほか1名：国土館大工紀要, 14 (昭56), 27-34.
- 14) 若林・ほか2名：自動車技術, 35-12 (昭56), 1423-1427.
- 15) S.IWAMOTO, K.WAKABAYASHI, T.KODAMA: The Science and Engineering Reports of Saitama University, Series C, 17 (1983), 1-7.